

XVI ERIAC
DECIMOSEXTO ENCUENTRO
REGIONAL IBEROAMERICANO DE CIGRÉ

17 al 21 de mayo de 2015



A1-15

Comité de Estudio A1 - Máquinas Eléctricas Rotativas

DESAFIOS NO PROJETO HIDRÁULICO DE UMA REFORMA COM SUBSTITUIÇÃO DE UM ROTOR FRANCIS SEM ENSAIO DE MODELO – UHE ALECRIM

M.D. FORMAGGIO
Andritz Hydro Inepar S/A
Brasil

A.P. FERRETTI
Andritz Hydro Inepar S/A
Brasil

R. PARADA
Andritz Hydro Inepar S/A
Brasil

Resumo *– A recuperação e modernização de uma unidade geradora exigem um plano detalhado e grande esforço para garantir o sucesso do projeto. A Andritz Hydro tem larga experiência na área de reabilitação, utilizando abordagens modernas para execução de projetos hidráulicos a fim de alcançar as melhorias desejadas sobre as configurações existentes. Este artigo apresenta o processo de modernização, do projeto hidráulico até os testes de desempenho na usina, aplicado para a usina de Alecrim, localizada no estado de São Paulo, Brasil.*

Devido a severos problemas de cavitação, os rotores originais exigiam injeção de ar para melhorar a operação e para manter os danos causados pela cavitação na aresta de entrada em limites aceitáveis, mas ainda assim insuficiente para evitar remoção de material nas pás, operação ruidosa e baixo nível de rendimento. Para solucionar tais problemas, foi decidido projetar um novo rotor para substituir o existente, utilizando as mais avançadas técnicas de simulação numérica.

Este trabalho abrange a análise das dimensões existentes e seus impactos sobre o desempenho hidráulico, além dos principais aspectos hidráulicos e mecânicos da solução implementada, destacando os desafios para atingir as garantias sem infringir as importantes restrições inerentes a este projeto. Além disso, a verificação mecânica, que assegura a integridade do rotor e confiabilidade para operá-lo sob as novas condições de projeto, bem como os resultados do Index Test realizado para ambos os rotores são apresentados, identificando o potencial ganho na produção de energia e os aspectos relevantes sobre a estabilidade de operação em carga parcial.

Palavras chave: Reabilitação, modernização, cavitação, estabilidade, restrição de potência, produção de energia, projeto hidráulico do rotor, rotor Francis, simulação numérica.

1 INTRODUÇÃO

A usina hidrelétrica do Alecrim está localizada na região denominada Ribeirão do Alecrim, no município de Miracatu/SP, aproximadamente 200 km da capital do estado de São Paulo. A UHE Alecrim é uma usina da série de aproveitamentos hidrelétricos construídos pela CBA (Companhia Brasileira de Alumínio) ao longo do rio Juquiá (ver Fig. 1), para geração de energia elétrica destinada a produção de alumínio a partir da bauxita em sua fábrica de Mairinque, no estado de São Paulo.
A construção da usina teve início em 1969 e foi concluída em 1974, tendo entrado em operação nesse mesmo ano. O reservatório foi obtido pelo represamento do rui Juquiá na foz do ribeirão Alecrim.

mauricio.formaggio@andritz.com

A casa de máquinas está equipada com três turbinas Francis do tipo vertical Escher Wyss acopladas a três geradores Brown Boveri de 30 MVA. Cada turbina foi projetada para fornecer uma potência no eixo de 22,4MW sob queda líquida de 142,3m e com 600rpm de rotação nominal, totalizando uma capacidade instalada de 72 MW e uma produção média anual de energia de 400 GWh.
A alimentação das turbinas é feita através de uma galeria de derivação, com 4 km de extensão, seguida de um conduto forçado com pouco mais de 300m.

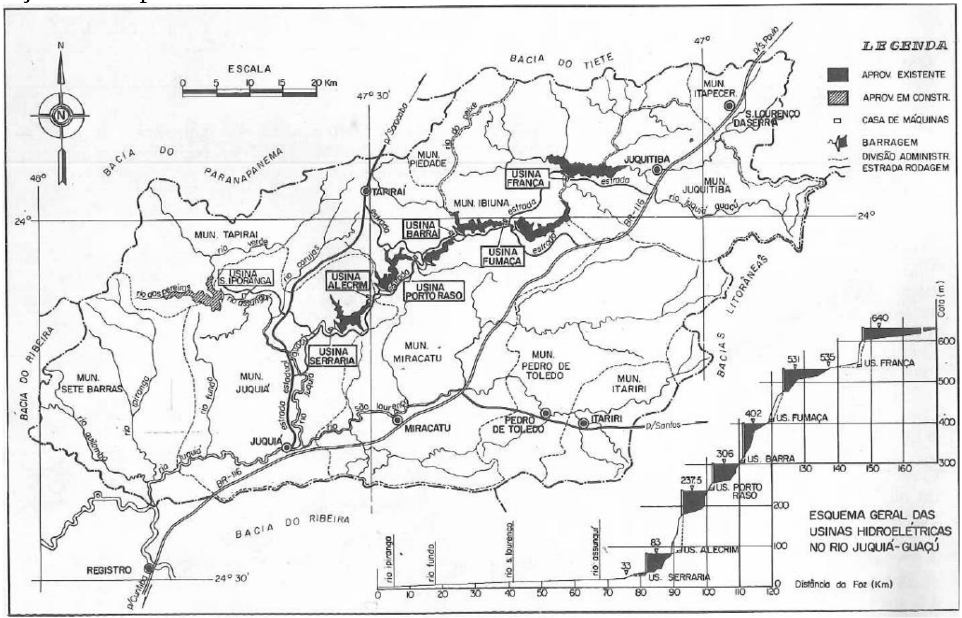


Fig. 1 Localização da UHE Alecrim (Ref. [1])

2 DADOS TÉCNICOS DA UHE ALECRIM

2.1 Barragem e Circuito de Adução

A barragem de concreto é do tipo “a gravidade aliviada”. O seu coroamento mede 207m de comprimento e possui 54m de altura. A tomada d’água está equipada com uma comporta de acionamento hidráulico. A galeria de derivação é escavada em rocha, com seção circular de diâmetro variando de 4,6m a 5,5m, com 3650m de comprimento. A chaminé de equilíbrio é constituída de um poço de diâmetro interno de 8m, conjugado a uma câmara de alimentação e uma de expansão. O conduto forçado inicia-se logo a jusante da chaminé de equilíbrio e é constituído de três trechos distintos, sendo o primeiro, praticamente horizontal, com diâmetro de 3,5m; o segundo trecho possui comprimento de 205m com declividade de 50% e no último trecho, o diâmetro diminui em função das derivações de alimentação de cada unidade geradora (ver Fig. 2).

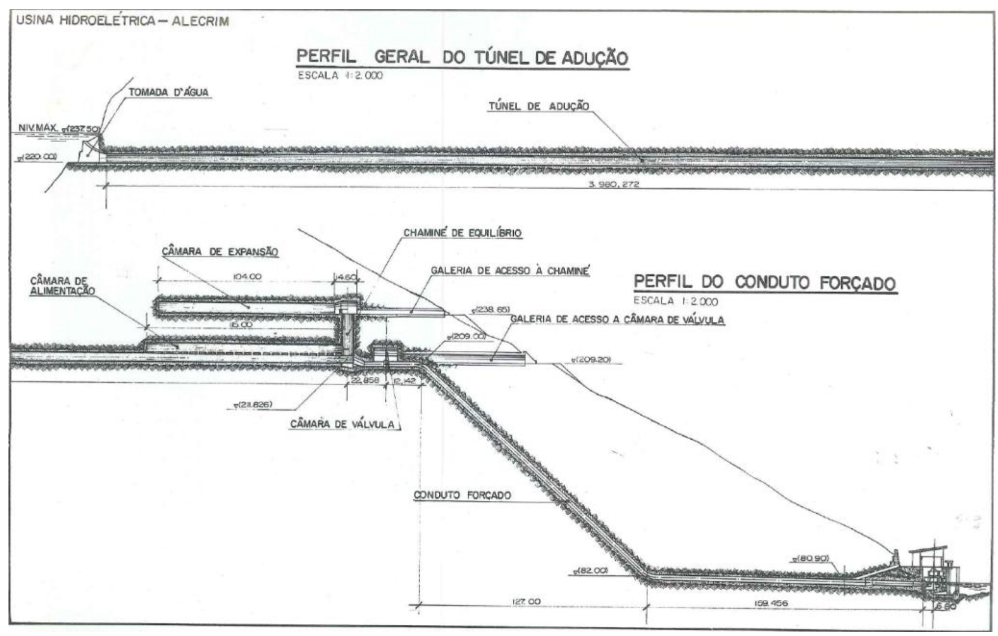


Fig. 2 Circuito de Adução (Ref. [1])

2.2 Casa de Máquinas

As turbinas e geradores instalados na casa de força possuem características técnicas conforme Tabela I.

- Tabela I CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DOS GRUPOS GERADORES

Turbina		Gerador	
Do tipo Francis de eixo vertical, com regulador de velocidade mecânico		De eixo vertical e polos salientes, com excitação e regulador de tensão estáticos de 175 kW e 160Vcc	
Fabricante:	Escher Wyss	Fabricante:	Brown Boveri
Potência nominal:	24 MW	Potência nominal:	30 MVA
Rotação nominal:	600 rpm	Tensão nominal:	10 kV
Disparo:	990 rpm	Fator de potência:	0,8
Queda líquida máxima:	154,1 m	Rotação nominal:	600 rpm
Vazão máxima:	17,8 m3/s		

3 HISTÓRICO E PROPOSTA DE FORNECIMENTO

Devido a severos problemas de cavitação e de instabilidades em condições de operação fora da de projeto, os rotores originais exigem injeção de ar para melhorar a operação e para manter os danos, causados pela cavitação na aresta de entrada, dentro de limites aceitáveis. Mesmo assim, o fenômeno de cavitação nas pás dos rotores da UHE Alecrim é tão intenso (ver Fig. 3 e Fig. 4) que, mesmo com a utilização de um sistema de injeção de ar, continua a provocar remoção de material nas superfícies das pás, além de ocasionar uma operação ruidosa e baixo nível de eficiência, restringindo a potência da unidade. Quando a turbina opera com intensa influencia de cavitação, a energia total disponível é consideravelmente reduzida devido as grandes perdas durante a sua conversão em torque no eixo, certamente produzindo impacto negativo na produção de energia e refletindo diretamente no aspecto financeiro, não só pelo baixo rendimento, mas também em virtude dos gastos necessários em reparos ao longo da vida útil de uma turbina hidráulica.



Fig. 3 Cavitação de Saída



Fig. 4 Cavitação de Entrada

A solução definitiva de modernização foi definida após a avaliação de importantes aspectos, tanto no âmbito técnico como no financeiro, levando em consideração que uma solução viável deveria ser de baixo custo, direcionando para manutenção das dimensões atuais do rotor e da turbina, afogamento disponível, velocidade de disparo do gerador e condições hidrológicas.

A Andritz Hydro possui larga experiência no fornecimento de rotores Francis de reabilitação sem ensaio de modelo, com mais de 170 unidades Francis projetadas somente através de simulação numérica. A possibilidade de empregar essa abordagem é fruto de mais de 20 anos de experiência em análise das perdas isoladas de cada componente de uma turbina e de uma base de dados de ensaios com mais de 100 modelos de turbina Francis, além de ensaios de campo e retorno de experiência através do histórico de operação de algumas unidades.

Durante a fase de planejamento foram analisados os riscos envolvidos antes da implementação da modernização e, portanto, foi possível identificar a melhor solução técnica que pudesse atender a demanda do cliente e que fosse possível satisfazer suas necessidades técnicas, determinando uma solução customizada com baixo investimento financeiro.

O escopo otimizado foi determinado pelo fornecimento de um rotor com novo perfil hidráulico e novos labirintos, com o objetivo de melhorar o desempenho de cavitação e retirar a aeração com ar-comprimido, além de uma expectativa de aumentar significantemente o rendimento e a potência da turbina (da ordem de 2% a 3 %). O desenho ilustrado na Fig. 5 mostra uma seção transversal com a comparação entre a concepção do rotor original e a do novo rotor.

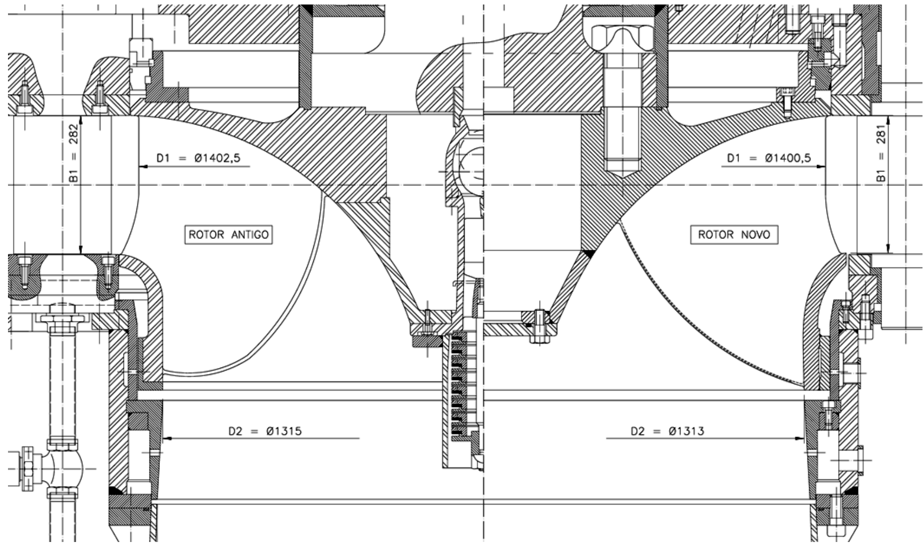


Fig. 5 Rotor Existente X Solução Proposta

Em virtude de um projeto customizado e de baixo impacto financeiro, é possível observar na figura acima que o novo rotor possui suas dimensões principais muito semelhantes ao rotor original, cujos valores divergem dos valores para um típico projeto nos dias de hoje, o que aumenta a dificuldade técnica do projeto hidráulico. Podem-se destacar alguns parâmetros que impuseram restrições importantes e que contribuíram para um desenvolvimento mais desafiador que o habitual, a saber:

- Diâmetro da aresta de entrada relativamente grande, que foi mantido inalterado para não impactar na velocidade de disparo da turbina e, consequentemente, evitar riscos de danificar o gerador.
- Comprimento curto da pá na região próxima a cinta do rotor, que não foi modificado, para evitar gastos extras com a adaptação da interface entre a saída do rotor e entrada do tubo de sucção.
- Pouco afogamento da turbina para as condições de operação, ou seja, queda líquida e vazão turbinada.
- Pouca disponibilidade de espaço para adaptação do perfil da cinta, uma vez que modificações nas partes estacionárias não faziam parte do escopo de fornecimento.
- Altura do distribuidor bem menor em relação a valores característicos de projetos mais recentes, o que aumenta sensivelmente a velocidade do escoamento na entrada no rotor, impactando diretamente no comportamento de cavitação.

Em função disso, uma detalhada investigação do escoamento da água ao redor do perfil original foi realizada, utilizando as mais avançadas técnicas de simulação numérica, para entender os fenômenos presentes na máquina e quais eram suas origens. Esse resultado foi tomado como base para o desenvolvimento hidráulico de um novo rotor.

4 MÉTODOLOGIA DE APLICAÇÃO

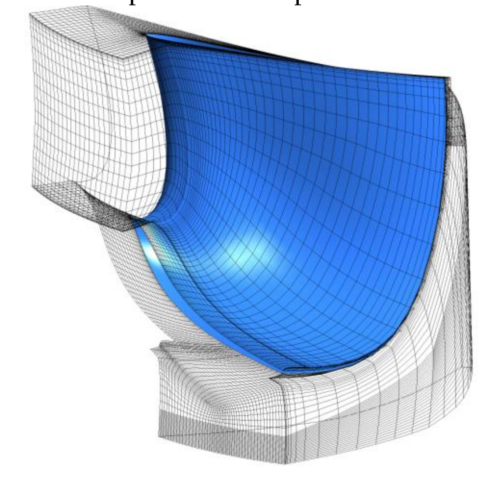
4.1 Simulação Numérica Aplicada em Máquinas Hidráulicas

A Andritz Hydro tem usado simulação numérica como ferramenta base para um desenvolvimento de turbinas há um longo tempo. Experiência proveniente dos ensaios em modelo reduzido assim como de ensaios em protótipos tem contribuído significativamente para o aperfeiçoamento das ferramentas e para a construção de um profundo conhecimento em análises computacionais de turbinas hidráulicas. Para a modernização de turbinas hidráulicas, a simulação numérica é um procedimento padrão aplicado hoje em dia. Isso garante o comportamento ótimo do fluxo em toda a faixa de operação e a previsão confiável do início de cavitação.

4.2 Procedimento de Projeto Numérico do Rotor

No caso de cálculos envolvendo o rotor, há a disponibilidade de dois métodos para simulação do escoamento: o primeiro resolve as equações de Euler, enquanto que o segundo, as de Navier-Stokes. O método de Euler soluciona as equações de conservação de massa e momento sem incorporar os efeitos viscosos, o que as deixa facilmente solucionáveis e provê uma rápida visualização das modificações realizadas durante a fase do desenvolvimento. Ambas as simulações são totalmente tridimensionais e computadas com coeficiente de Thoma da instalação, a fim de avaliar o comportamento cavitacional da turbina.

Exemplos de domínios computacionais normalmente utilizados podem ser vistos nas Fig. 6 e na Fig. 7. Uma malha suficientemente refinada é usada para calcular uma passagem entre duas pás do rotor. As condições de contorno são impostas na entrada e na saída do domínio, sendo que na entrada, é fornecida a vazão turbinada, enquanto que na região de saída, a pressão estática é imposta. Para as simulações das equações de Navier-Stokes, utiliza-se o bem estabelecido pacote ANSYS CFX com o modelo de turbulência k-ε, cuja aplicação industrial é amplamente comprovada.



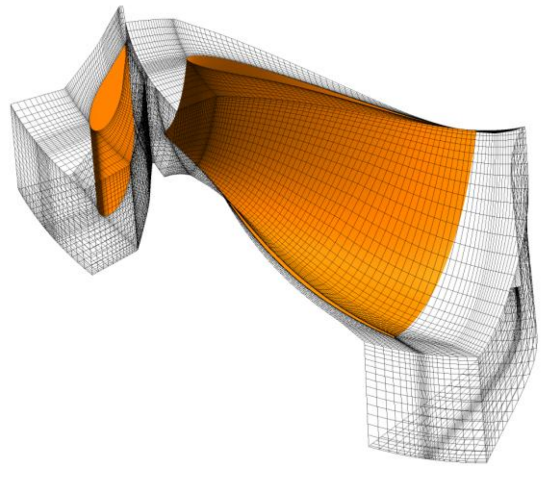


Fig. 6 Domínio de Cálculo com Rotor Apenas   Fig. 7 Domínio de Cálculo com Rotor e Palheta

O processo de desenvolvimento utiliza modernas ferramentas de CFD para o projeto e otimização de rotores de turbinas. O procedimento aplicado no novo rotor de Alecrim consistiu, basicamente, dos seguintes passos:

- Geração do perfil em CAD respeitando as restrições geométricas impostas pelas partes estacionárias existentes e que não serão modificadas.
- Simulação não viscosa rápida para diferentes pontos de operação para estudar a qualidade do perfil criado.
- Iteração entre esses dois passos até atingir o comportamento desejado para o escoamento.

Para perfis selecionados, uma simulação viscosa é feita para todos os pontos operacionais relevantes. A posição do pico de rendimento em relação à vazão é verificada. Atenção especial é dada aos vetores ao redor da borda de entrada do perfil e às cavitações nas regiões de entrada e saído do rotor.

A geometria é então modificada e recalculada até que finalmente as características desejadas para o escoamento sejam obtidas e a geometria ideal seja encontrada.

5 RESULTADOS TEÓRICOS

Os resultados das simulações numéricas realizadas com o perfil do rotor original são apresentados e analisados a seguir, destacando os campos de pressão e seu impacto no comportamento de cavitação, assim como os vetores de velocidade e sua importância na conversão de energia hidráulica em torque. Vale ressaltar que as simulações do rotor original não levam em conta o sistema de injeção de ar em alta pressão.

5.1 Rotor original

Antes de iniciar o projeto de desenvolvimento de uma nova hidráulica, o perfil das pás do rotor existente foi analisado numericamente para observar e correlacionar os resultados das simulações com os relatos e dados obtidos através do histórico de operação das máquinas.

Os resultados mostraram que, havia uma quantidade expressiva de região de baixa pressão no lado de sucção do bordo de ataque das pás ao longo de toda a faixa de quedas, inclusive na queda líquida mínima. Além disso, as simulações mostraram que, para as condições de plena carga, as pressões na região de saída da pá também indicavam presença de cavitação excessiva. Os vetores de velocidades indicavam uma forte recirculação próxima à entrada do rotor, causando perda de rendimento abrupta. A Fig. 8 mostra o contorno de pressão e a Fig. 9 os vetores de velocidade em condição de plena carga e queda líquida de 142,3m.

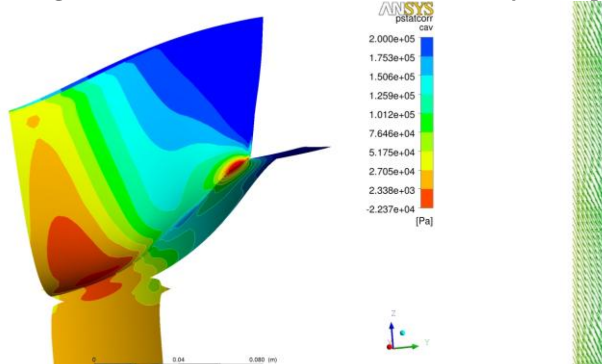


Fig. 8 Contorno de Pressão do Rotor Original   Fig. 9 Vetores de Velocidade do Rotor Original

5.2 Rotor novo

O novo rotor foi projetado com o objetivo de eliminar as regiões onde a pressão na superfície das pás cai abaixo da pressão de vapor (zonas de cor avermelhada na Fig. 8), eliminar recirculações presentes na entrada do perfil permitindo que a máquina opere suavemente numa faixa de vazão mais ampla e com maior nível de eficiência, aumentando a produção anual de energia. A Fig. 10 mostra o contorno de pressão e a Fig. 11 os vetores de velocidade em condição de plena carga e queda líquida de 142,3m para a nova hidráulica.

Os resultados mostram que as regiões que anteriormente apresentavam cavitação excessiva foram removidas, assim como a separação do escoamento no bordo de ataque do perfil.

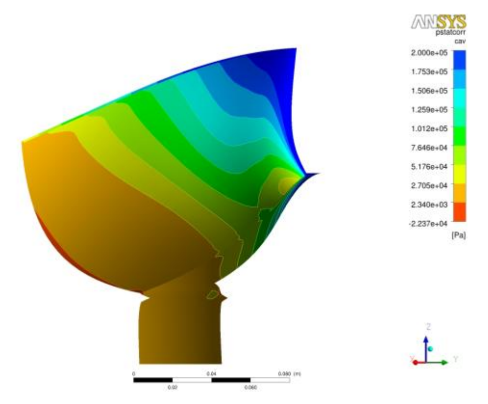


Fig. 10 Contorno de Pressão do Novo Rotor

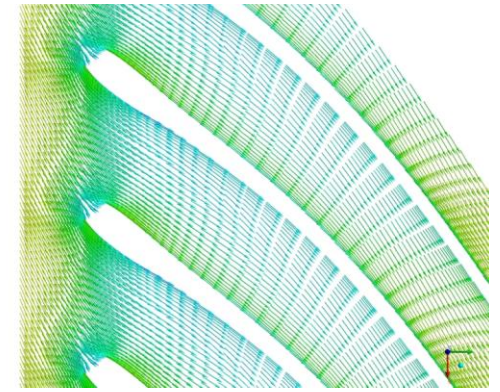


Fig. 11 Vetores de Velocidade do Novo Rotor

5.3 Ganhos esperados

Além da melhora obtida em relação ao perfil original que é facilmente observada quando comparamos as figuras dos itens 5.1 e 5.2, podemos analisar o rendimento numérico através das simulações viscosas e a expectativa de ganho de rendimento e potência no campo.

Conforme podemos ver na Fig. 12, para a queda líquida nominal de 142,3m, que representa a queda onde a máquina irá operar por mais tempo, há uma expectativa de aumentar o rendimento da ordem de 2% a 3 % e, de maneira direta, aumento da potência da mesma ordem de grandeza.

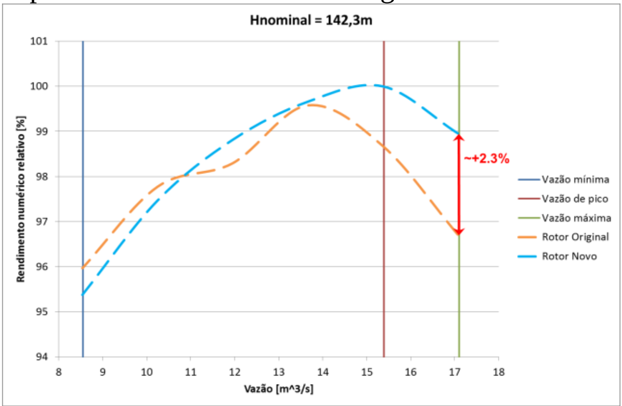


Fig. 12 Comparação do Rendimento Numérico

Dentre as melhorias detectadas pela nova hidráulica e pelos resultados teóricos, podemos citar outras possíveis formas pelas quais a geração de energia na UHE Alecrim deve ser ainda maior que o previsto, a saber:

- A velocidade na saída do tubo de sucção será menor, consequentemente as perdas na saída do tubo de sucção serão menores, aumentando a queda líquida disponível e, portanto, gerando mais energia.
- As eficiências demonstradas em CFD comparam dois rotores em estados ideais, portanto a melhora esperada em termos de eficiência e potência durante a operação no campo deverá ser maior do que a indicada numericamente, pois quando a turbina opera com intensa influencia de cavitação, a energia total disponível é reduzida devido as grandes perdas durante a sua conversão em torque no eixo.
- Possibilidade de economizar energia pelo desligamento dos compressores para injeção de ar-comprimido.

6 VERIFICAÇÃO MECÂNICA

Antes da fabricação do novo perfil, foram feitas análises estática, modal e de interação rotor-estator, além de uma análise de fadiga, para verificar a integridade mecânica do rotor. A análise estática mostrou que os níveis de tensão (ver Fig. 13 e Fig. 14) e deformações calculados estão dentro dos limites seguros. Durante a análise modal não foram encontradas ressonâncias devido a excitação proveniente dos vórtices de von Kárman. A análise da interação rotor-estator mostrou que as tensões dinâmicas estão bem abaixo dos limites praticados. A análise de fadiga, por sua vez, indicou que as amplitudes das tensões durante o ciclo de parada e partida da máquina, bem como, durante operação normal com influencia da interação rotor-estator estão em uma região segura, com base nas curvas do diagrama de Haigh.

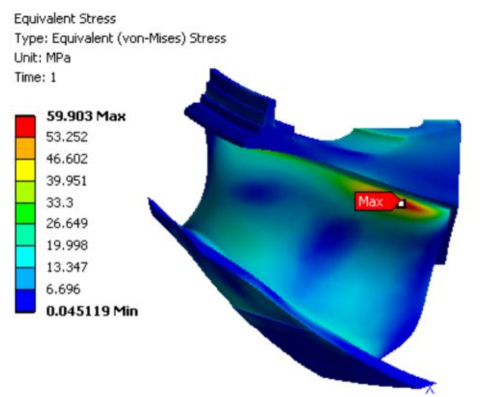


Fig. 13 Tensões em operação normal

Fig. 14 Tensões no disparo

7 RESULTADOS DE ENSAIO EM CAMPO

Recentemente instalado apenas na unidade geradora 2, o novo rotor alcançou com êxito os objetivos, proporcionando um melhor rendimento, operação suave, com significativa redução de vibração, sem apresentar o ruído típico de cavitação ainda presente nas outras unidades.

Os testes comparativos foram realizados em Junho de 2014 em duas etapas. Na primeira etapa o objetivo foi determinar o rendimento dentro de toda faixa de operação para o rotor existente e, na segunda etapa, realizar o mesmo procedimento com o novo rotor para permitir avaliar e quantificar as diferenças de desempenho entre ambos.

A determinação da queda líquida disponível durante os ensaios foi realizada com base nas medidas de pressão na entrada da caixa espiral e do nível de jusante, uma vez que, durante a verificação feita antes do início dos testes, foi constatado que a máquina não possuía tomada de pressão na saída da sucção.

Para cada etapa, os ensaios foram realizados com as seguintes operações:

- Potência das unidades geradoras 1 e 3 fixas em 50% e a unidade geradora 2 variando de 10 em 10% até atingir a máxima potência.
- Unidades geradoras 1 e 3 completamente paradas e unidade geradora 2 variando de 10% em 10% até atingir a máxima potência.

Dessa maneira, foi possível obter os dados da faixa operativa para duas quedas líquidas distintas, os quais podem ser vistos nas Fig. 15 e Fig. 16 na página seguinte.

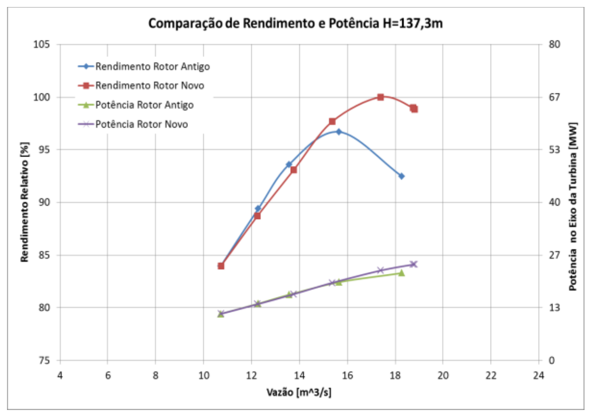


Fig. 15 Resultados para queda líquida de 137,3m

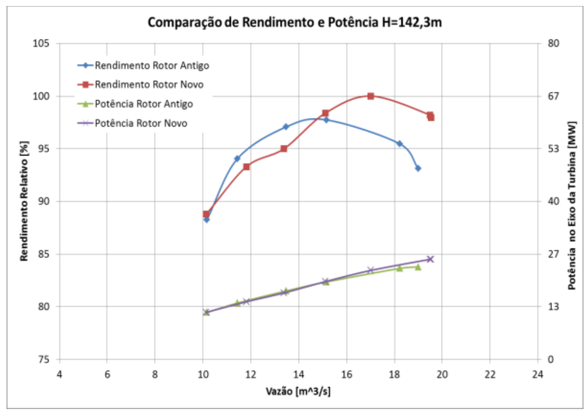


Fig. 16 Resultados para queda líquida de 142,3m

Através dos gráficos de rendimento e potência mostrados acima se pode facilmente identificar o potencial ganho na produção de energia. Na Tabela II abaixo são apresentados os valores de potência na condição de abertura máxima do distribuidor para as duas condições de cada etapa do Index Test.

Tabela II AUMENTO DE POTÊNCIA

	Rotor Original	**Rotor Novo**	**Variação %**
Queda líquida de 137,3m	22,1 [MW]	24,3 [MW]	10%
Queda líquida de 142,3m	23,4 [MW]	25,3 [MW]	8%

Para os testes executados com as unidades geradores 1 e 3 a 50% de carga, correspondentes à queda líquida de 137,3m após transposição recomendada por norma, o aumento real de potência foi de 10% enquanto que a previsão durante a fase de proposta era de 3% de ganho. Por outro lado, para a queda líquida de 142,3m, resultantes dos testes realizados com as unidades geradoras 1 e 3 completamente paradas, o aumento de potência foi de 8% enquanto que a previsão era de 3% de ganho.
Como indicado no item 5.3, a melhora de desempenho maior que a prevista também é verificada através de ganho de eficiência, conforme valores da Tabela III.

Tabela III AUMENTO RELATIVO DE EFICIÊNCIA

	Esperado	**Real**
Queda líquida de 137,3m	2-3%	3-6%
Queda líquida de 142,3m	1-2%	2-5%

8 CONCLUSÃO

Com base nas avaliações teóricas durante a fase de projeto e nos resultados obtidos através dos ensaios em campo, permite-se concluir que o novo rotor instalado superou em muito as expectativas do incremento de potência em relação à proposta inicial.
Durante os ensaios realizados em campo, pode-se constatar que o comportamento vibracional da unidade geradora 2 apresentou uma melhora substancial com relação a presença de cavitação, confirmando a não necessidade de continuar utilizando ar comprimido e assim, aumentando a eficiência global da usina em função da redução no gasto de energia para manter o funcionamento do sistema de injeção de ar.
A proposta de fornecimento de um rotor com novo perfil hidráulico sem ensaio de modelo mostrou ser a abordagem ideal para a solução dos problemas relatados nas unidades da UHE Alecrim, graças a uma estreita cooperação entre o proprietário da usina e fornecedor, abrindo oportunidades de investimento para outros aproveitamentos hidrelétricos que se enquadram nas mesmas características desse projeto.

9 REFERÊNCIAS

[1] "Relatório Técnico Administrativo das Usinas Hidroelétricas", CBA Companhia Brasileira de Alumínio, Jan. 1988.

[2] R. Zanca, V. Pamplona, "Relatório De Campo: Ensaio De Index Test Usina Hidrelétrica Alecrim Ensaio UG 02 - Anterior À Troca De Rotor", Rennosonic Tecnologia Ltda, Jul. 2014.

[3] R. Zanca, V. Pamplona, "Relatório De Campo: Ensaio De Index Test Usina Hidrelétrica Alecrim Ensaio UG 02 – Após Troca De Rotor", Rennosonic Tecnologia Ltda, Jul. 2014.

[4] "Field Acceptance Tests to Determine the Hydraulic Peformance of Hydraulic Turbines, Storage Pums and Pump-Turbines", IEC International Electrotechnical Comission, Nov. 1991.